№ 6. Warszawa, 25 czerwca 1935 r. Rok XIII

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE
OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

* * *

Dotykamy rzeczy prawdziwie najważniejszej. Idzie nam o to, aby wykazać konieczność stworzenia dla nas *jawnej treści* społecznej, odszukania siebie samych w naszej rzeczywistości gospodarczej i społecznej — tak, jak potajemnie odszukiwaliśmy tę treść w osobie i czynach Komendanta. Nie wierzymy — i nie możemy wierzyć, aby po odejściu Tego, który nam zbudował zręby naszego domu, który go zabezpieczył od zewnętrznych niebezpieczeństw i pozwolił się pod swem skrzydłem w domu tym „urządzać", można było nadal zagospodarowywać się na dziedzictwie tem z dnia na dzień. Nie potrafią tego włosi, niemcy, rosjanie — i wielu, wielu innych. Czyż można przypuścić, że potrafilibyśmy to właśnie my? Powstanie jasnego, realnego i odpowiadającego specyficznym naszym warunkom gospodarczym i społecznym Programu — Programu ustroju społecznego Narodu — jest fundamentalnem, jest najważniejszem i najbardziej palącem zadaniem nas wszystkich, którzyśmy bez Niego zostali.

(z art. p. t. Zadania, *Gospodarka Narodowa*, 1.VI.1935 r.).

* * *

Rozważania, które prowadziliśmy wyżej dają zaledwie punkty wyjścia dla konstruowania wytycznych. Tem niemniej jednak już w świetle tego niepełnego przeglądu najważniejszych ogniw obecnej sytuacji gospodarczej staje się jasnem, że zadania. przed których rozwiązaniem stoimy, należą nie do rzędu codziennych, incydentalnych, lecz przeciwnie, obejmują *podstawowe zasadnicze zagadnienia*. Zagadnienia takie, jak najkorzystniejszy społecznie rozdział dochodu narodowego, pomiędzy konsumcję krótkoterminową, zapas na późniejsze zużycie, kapitalizację prywatną i publiczną. Takie, jak zakres zaspakajania tych czy innych potrzeb pozagospospodarczych i zakres kolektywnego pokrywania potrzeb. Jak sposób akumulacji kapitału — drogą oszczędności i przyrostu kapitałów kredytowych, czy drogą rozbudowy warsztatów pracy i przyrostu kapitałów rzeczowych. Jak granice wolności gospodarczej, granice i formy interwencji państwowej i bezpośredniej działalności Państwa. Jak rozmiar i kierunek robót inwestycyjnych, rozumianych jako stały środek przebudowy organizmu gospodarczego Takie wreszcie, jak szukanie zasługujących na poparcie kierunków produkcji, na rzecz których inne będą musiały ponieść ofiary ze swego stanu posiadania i wiele, wiele innych Wymieniamy je tylko przykładowo. Wymieniamy je w jednej płaszczyźnie. Uporządkowanie tych zagadnień i prób ich rozwiązania, uporządkowanie możliwie systematyczne według ich hierarchji i kolejności w czasie — oto dalsze zdania, które muszą być podjęte przez *twórczą myśl ekonomiczną*. W ramach odpowiedzialności, ciążącej dziś na całem społeczeństwie, zadania te stanowią określony odcinek, za który ta myśl *zdwojoną odpowiedzialność przyjąć musi.*

(z art. p. t. Rzeczywistość, *Gospodarka Narodowa* 1.VI.1935 r.).

* * *

Ziemie wschodnie wymagają nakładów, wymagają ujęcia ich w ramy organizacyjne, w których jedynie zakwitnąć może życie gospodarcze, w których stać się będą mogły aktywnym elementem w życiu odradzającej się Polski, jak były wielkie w wiekach minionych.

Rozumiemy, że młode Państwo liczyć się musi z kolejnością zadań. Jeśli mały skrawek morza polskiego doczekał się zrozumienia w społeczeństwie polskiem, które dało mu ten powszechnie znany niezwykły rozmach gospodarczy, te ziemie wschodnie mają do tego mniejsze prawa. Powtarzamy: nie dla dobra Rzeczypospolitej, która na drogach swej dziejowej ekspansji ma dziś rozległe przestrzenie zahamowane w rozwoju, i gorzej— niejednokrotnie eksploatowane przez inne bogatsze od nich dzielnice.

(z art. p. t. O Ziemiach Wschodnich Przypomnienie, *Gospodarka Narodowa*, 1.VI.1935 r.).

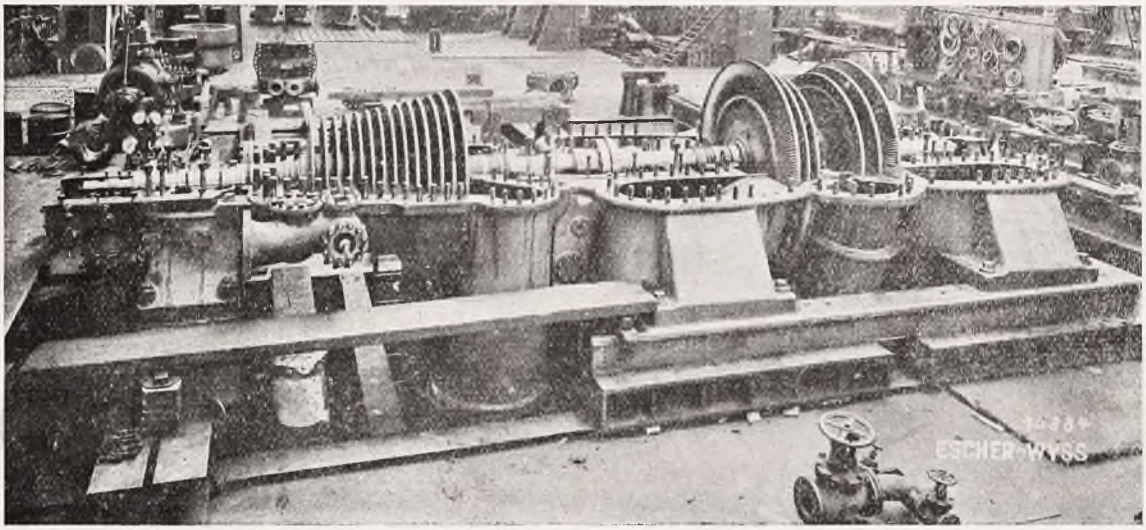
Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

POSTĘPY W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH[1].

(Dalszy ciąg)

Wielostopniowe turbiny reakcyjne są wykonywane w Europie tylko przez firmę angielską *Parsonsa*. Budowa tego typu, posiadającego dość zawiłe kształty kadłubów, nie uległa wobec dawniej stosowanych konstrukcyj[1]) poważniejszym zmianom. Wielostopniowe turbiny akcyjne natomiast dostarczają na rynek polski przedewszystkiem firmy: *Escher - Wyss* w Zurychu i *Škoda* w Pilznie.

Nie zmieniając zasadniczego ustroju turbiny firma *Escher-Wyss* wprowadziła w ostatnich latach szereg ważnych ulepszeń, opartych na gruntownych badaniach. Ostatnie dotyczyły także w szczególności przepływu pary przez kanaliki łopatek wirnikowych. Ponieważ para w wysokoprężnej części nowoczesnej turbiny pracuje przeważnie z małą prędkością względną, przeto można w przybliżeniu przyjąć, że strumień parowy nie spręża się w kanaliku łopatkowym. Wobec tego zastąpiono go strumieniem wody, zwiększając odpowiednio modele kanalików łopatkowych. Celem lepszego uwydatnienia w zdjęciu fotograficznem strumienia wody, jego odłączeń się od ścianek łopatek i wirów, sypano tuż przed dopływem jej do łopatki zupełnie drobne trociny. Badanie przeprowadzono z łopatkami z blachy o jednakowej grubości oraz z odpowiednio profilowanemi. Pierwsze przedstawiono na rys. 9a po lewej stronie, a drugie po prawej; — kąt wlotowy wszystkich łopatek wynosił 24°, a wylotowy 16°. W rys. 9a zastosowano wlot wody pod kątem 24°, a zatem bez uderzenia o łopatki, co miało odpowiadać normalnemu obciążeniu przy $u : c_o = 0{,}455$. Widzimy, że w kanalikach z łopatek blaszanych powstają duże wiry po stronie grzbietu łopatek, a mniejsze zaburzenia po stronie wklęsłej. Natomiast przy profilowanych łopatkach przepływ odbywa się bez widocznych zaburzeń. Większe wiry na wklęsłej stronie łopatek jednakowej grubości są widoczne przy częściowem obciążeniu (rys. 9b) przy stosunku $u : c_o = 0{,}67$; — kąt dopływu strumienia

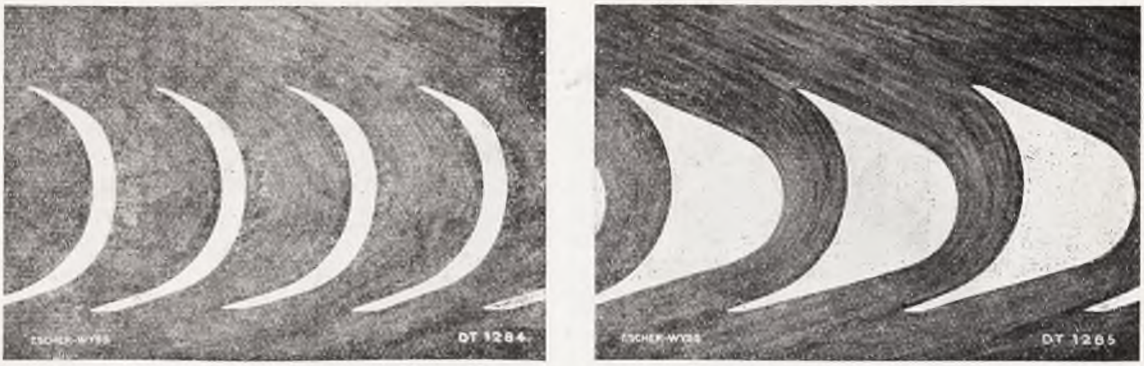


Rys. 8

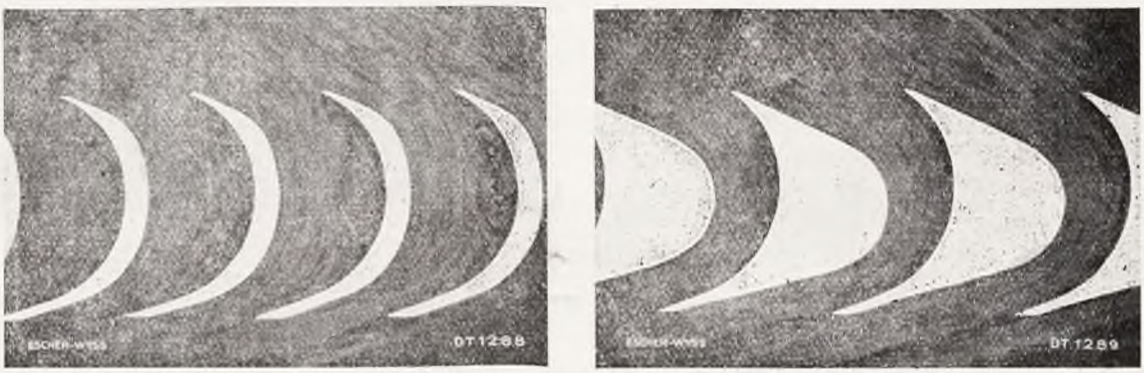
Budowę turbin firmy *Escher - Wyss* charakteryzuje stosunkowo mała liczba wirników i używanie wyłącznie regulacji jakościowej. Ustrój tych turbin, tak jedno- jak i dwukadłubowych[2]) nie zmienił się zasadniczo; — wytwórnia zwraca obecnie szczególną uwagę na możliwie najkorzystniejsze ukształtowanie rur wylotowych kadłuba. Dzięki temu mają być nietylko zmniejszone straty przepływu pary przez rurę wylotową, lecz dąży się nawet do tego, aby część energji kinetycznej pary wypływającej z ostatniego wirnika zamienić przy pomocy odpowiedniego kształtu rury na ciśnienie, czyli aby ciśnienie pary przy końcu rury wylotowej było większe niż przy wylocie z ostatniego wirnika. Prawidłowo ukształtowana rura wylotowa turbiny kondensacyjnej zabiera w stosunku do kadłuba dużo miejsca. Wynika to jasno z rys. 8, przedstawiającego tego rodzaju typ dwukadłubowy, znajdujący się obecnie w montażu, o mocy 25.000/30.000 *kW* dla pary dolotowej o 30 *atn* i 425°C.

[1]) Patrz *Chrzanowski* — „Przegląd Techniczny", r. 1932, str. 254 i 255.

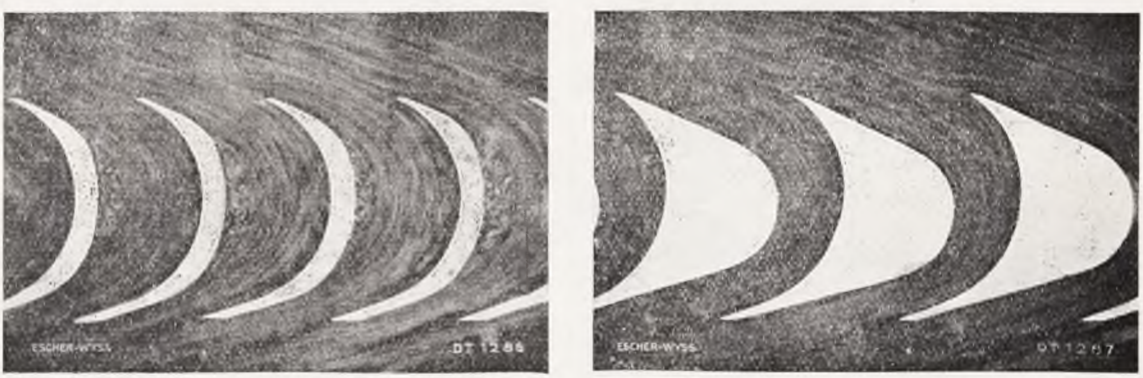
[2]) Patrz *Chrzanowski* — „Przegląd Techniczny", r. 1932, str. 300 i „Technika Cieplna", r. 1928, str. 123.



Rys. 9a



Rys. 9b



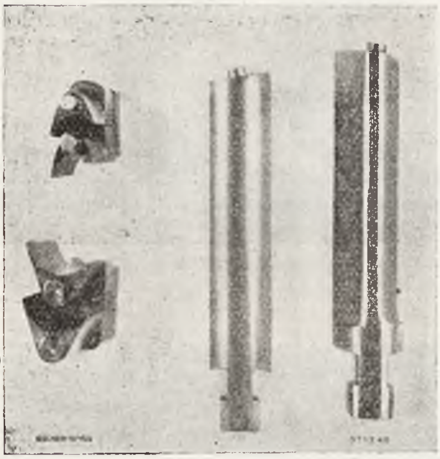
Rys. 9c

wynosił wówczas 36°, czyli kąt uderzenia o grzbiet łopatki — 12°. Przy przeciążeniu (rys. 9c) dla stosunku $u:c_o = 0{,}25$ i dla kąta wlotowego strumienia 18° (kąt uderzenia o wklęsłą stronę łopatki — 6°) wiry uwydatniają się po stronie grzbietu łopatki blaszanej w większej jeszcze mierze niż w rys. 9a. Natomiast kanaliki, które tworzą łopatki odpowiednio profilowane, posiadają korzystne kształty dla przepływu, skutkiem czego zaburzenia w strumieniu nie są prawie widoczne przy trzech wyżej wspomnianych obciążeniach.

Stosownie do powyżej podanych wyników Escher-Wyss wykonywa odpowiednio profilowane łopatki, na których końcach znajdują się okrągle nity, służące do przytwierdzenia bandażu (rys. 10). Wprawdzie łopatki z okrągłemi nitami są kosztowniejsze, lecz lepsze ze względu na wytrzymałość oraz zmniejszenie oporów w szczególności w części niskoprężnej.

Escher-Wyss obrabia obecnie za wzorem *Pierwszej Berneńskiej Fabryki* całkowicie łopatki kierownicze o mniejszej długości i wstawia je w tarcze kierownicze (rys. 11). Różnica względem innych konstrukcyj polega na

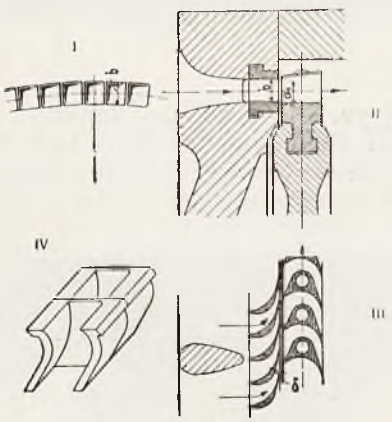
tem, że powierzchnia podziału znajduje się po stronie grzbietu łopatki. W ten sposób mają zmniejszyć się ewentualne straty nieszczelności, bo większe ciśnienie pary działa przy jej przepływie na wklęsłą stronę łopatek; — sądzę jednak, że nie można przypisywać większego znaczenia tej zmianie konstrukcyjnej. W niskoprężnej części turbiny *Escher - Wyss* odprowadza wodę z pary w sposób podobny do uwidocznionego na rys. 12. Pomiędzy łopatką wirnikową i kierownicą jest tutaj szczelina o wielkości 10 do 12 *mm*, a w tarczy kierowniczej są zalane krótkie łopatki *Ł*, które skierowują wodę przez otwory *O* do obwodowej wpustki, skąd odprowadza się ją do garnka kondensacyjnego lub do skraplacza.



Rys. 10

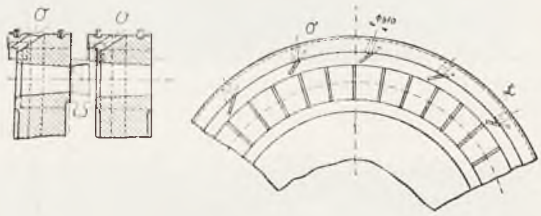


Rys. 10a

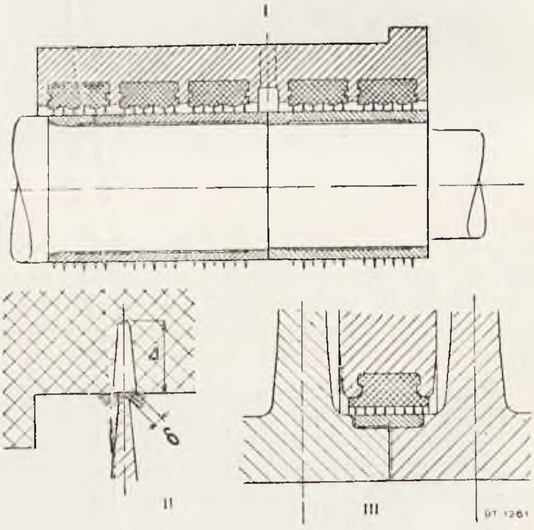


Rys. 11

Do najtrudniejszych problemów w budowie turbin parowych o wysokich ciśnieniach i temperaturach należy konstrukcja niezawodnej w ruchu dławnicy. Większość wytwórni stosuje metalowe dławnice grzebieniaste. Powodują one wprawdzie większe straty z powodu nieszczelności, są jednak przy prawidłowem wykonaniu względnie niezawodne. Nie ulega jednak wątpliwości, że posiadają one pewne dość poważne wady. Jeżeli zastosuje się szczeliny promieniowe, to przy każdem wychyleniu się wału (wychylenia większe zachodzą przy wale gibkim) ścierają się ostre krawędzie grzebieni i szczeliny powiększają się, a równocześnie powstaje przy zetknięciu się grzebieni z wałem miejscowe nadmierne rozgrzanie się. Ostatnie powoduje wydłużanie się odnośnych części, przez co zwiększa się zatarcie, które może wpłynąć ujemnie na bieg wału turbiny. Przy zastosowaniu natomiast szczelin osiowych ścieranie się grzebieni i zatarcie się ich może nastąpić z powodu nie równego wydłużania się osiowego części wirujących i nieruchomych turbiny. W rzeczywistości metalowe dławnice grzebieniaste sprawiają też czasem w ruchu niemałe kłopoty.

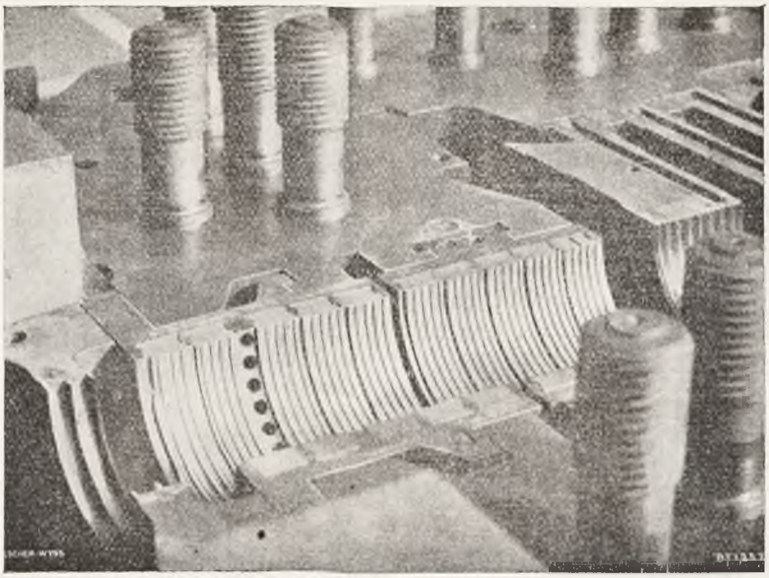


Rys. 12



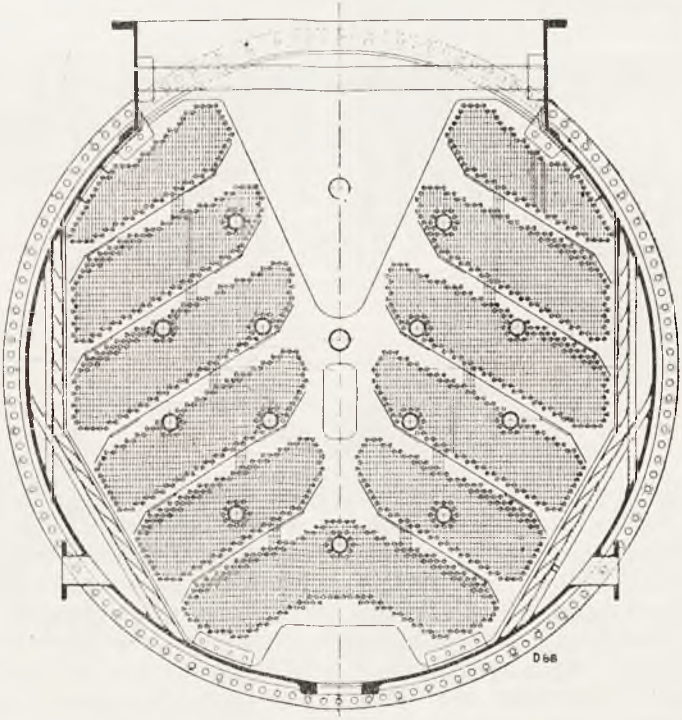
Rys. 13

Większą szczelność powinny zapewnić dławnice, składające się z pierścieni węglowych. Przy niezbyt wysokich temperaturach i ciśnieniach stosowano je ze względnie dobrem powodzeniem. Ponieważ jednak każdy pierścień składa się z kilku części, przeto musi być ściskany sprężyną, a ciężar pierścienia o większej średnicy musi być podjęty sprężyną nośną. Przy wysokiej temperaturze pary zmniejsza



Rys. 14

się jednak w krótkim czasie sprężystość sprężyn tak dalece, że nie spełniają swych funkcyj. Skutkiem tego następuje szybkie ścieranie się pierścieni węglowych, a czasem nawet uszkodzenie wału turbiny.



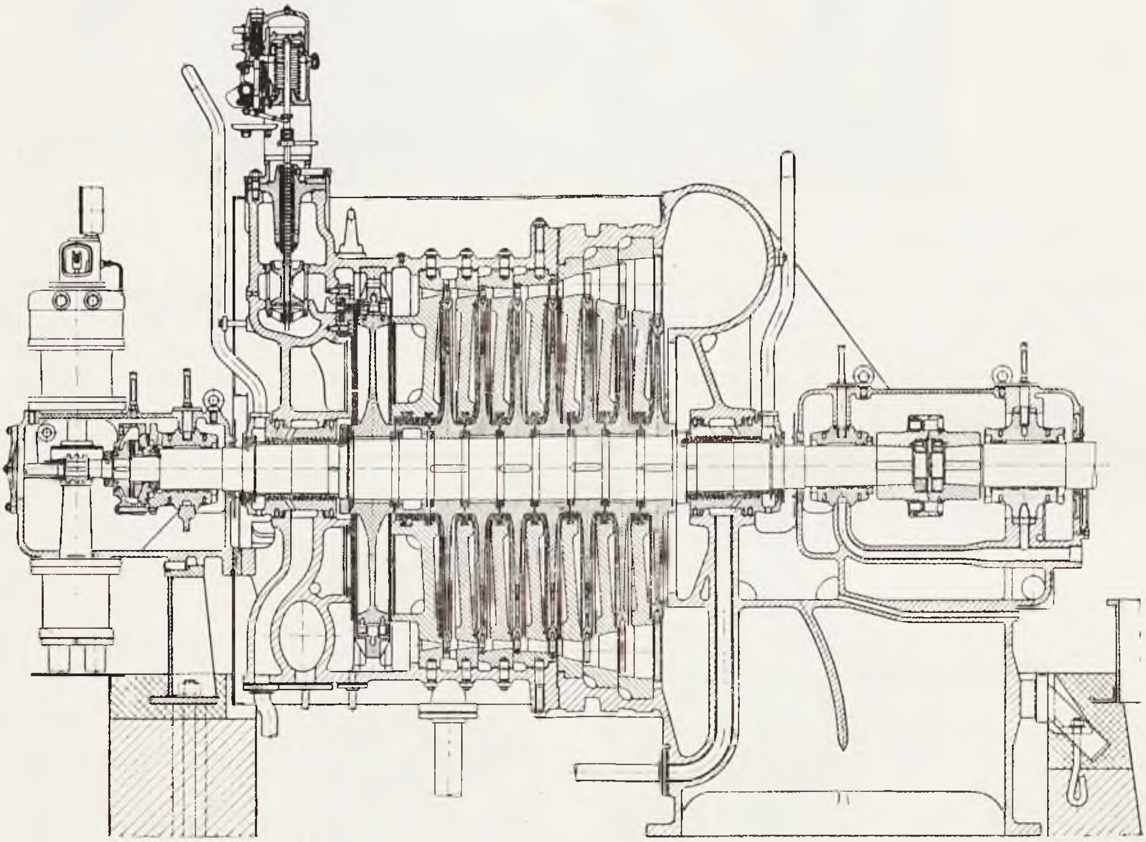
Rys. 15

Chcąc usunąć wymienione braki obu systemów dławnic, firma *Escher - Wyss* buduje obecnie dławnice główne i międzystopniowe jako węglowo-grzebieniaste (rys. 13). Na wał turbiny nasadza się tuleje stalowe, zaopatrzone w ostre grzebienie o dwóch różnych średnicach. Każda tuleja jest tak krótka, że nie może wywierać sił zginających wał. Wokoło grzebieni są umieszczone w kadłubie turbiny w dwudzielnej tulei żeliwnej pierścienie węglowe, zaopatrzone w obrzeża, które przy montażu dotykają grzebieni stalowych. W razie wychyleń wału w ruchu turbiny ostrza grzebieni stalowych wycinają wąskie wpustki w pierścieniach węglowych. Jak wytwórnia wspomniana twierdzi, nie powstaje skutkiem powyższego ani nadmierne nagrzanie się grzebieni ani też wyłamanie się pierścieni węglowych, jeżeli ostatnie są z odpowiedniego ga-

tunku węgla. Również uszczelnienie pogarsza się tylko nieznacznie, bo, mimo wyżłobienia wpustki w węglu o głębokości Δ, pozostaje zawsze tylko maleńka szczelina δ obok grzebienia. Umieszczenie dławnicy powyższej konstrukcji dla 70 *atn* i 500°C w kadłubie turbiny przedstawia rys. 14.

Firma *Escher-Wyss* starała się ulepszyć także budowę skraplacza (rys. 15). Podobnie jak w konstrukcjach innych fabryk para wylotowa dopływa w kształcie litery *V*, tak że dochodzi ona aż do dolnych rurek. Po obydwóch stronach walca skraplacza znajdują się pęki rurek chłodzących. Poszczególne pęki są oddzielone od siebie blachami. Skutkiem tego para skroplona w górnych pękach nie spada na dolne pęki, tylko zostaje odprowadzana po bokach skraplacza do otworu wylotowego, a zatem skropliny, służące do zasilania kotłów, posiadają wyższą temperaturę niż w skraplaczach dawnego systemu. Powietrze przechodzi przez pochyło w kształcie żaluzji ułożone blachy do dwóch bocznych otworów, skąd odpływa do pompy powietrznej.

W przeciwstawieniu do budowy firmy *Escher-Wyss* turbiny parowe zakładów Škody posiadają stopień regulacyjny, który tworzy koło Curtisa lub jednowieńcowe koło akcyjne o większej średnicy. Regulacja jest zatem ilościowo-jakościową, wyposażoną w 3 do 4 zaworów regulacyjnych. W wypadkach, w których nie zależy na bardzo wysokiej sprawności, *Škoda* stosuje typ jednokadłubowy, składający się z koła Curtisa i szeregu kół akcyjnych, całkowicie zasilanych (rys. 16). Turbina kondensacyjna tego rodzaju może być wykonywana dla mocy aż do 20.000 *kW* przy parze dolotowej o ciśnieniu do 30 *atn* i temperaturze do 400°C.



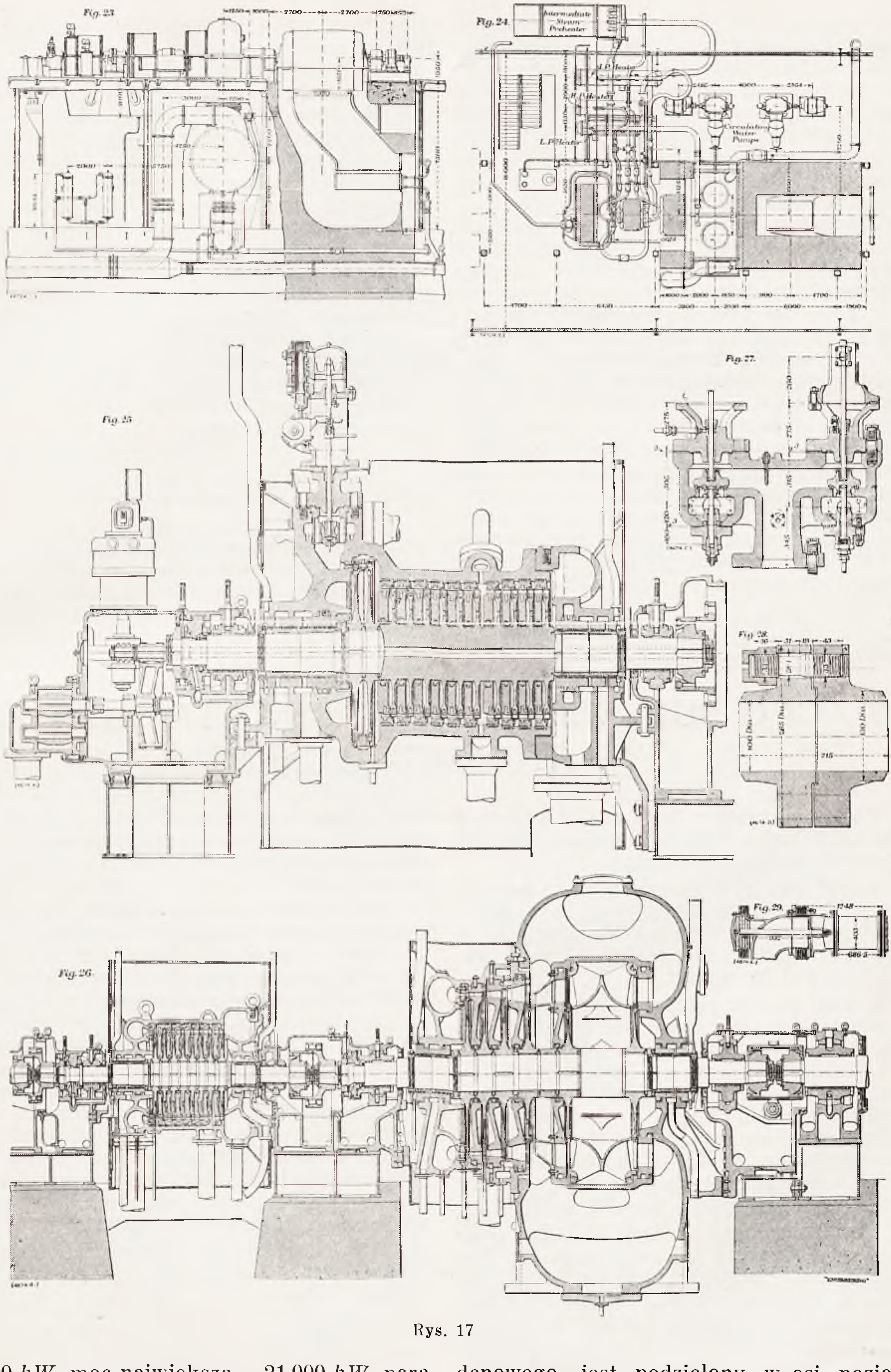
Rys. 16

W razie konieczności osiągnięcia możliwie wysokiej sprawności lub też przy wyższych ciśnieniach i temperaturach pary dolotowej, *Škoda* stosuje akcyjne turbiny dwukadłubowe [1]). Cechą charakterystyczną tego typu jest używanie dużej liczby wirników o niewielkich średnicach w cylindrze wysokoprężnym. Dzięki temu osiąga się przy małej prędkości pary i całkowitem zasilaniu dostatecznie długie łopatki. W wyniku cylinder wysokoprężny posiada dobrą sprawność przy dużej niezawodności ruchu.

Trójkadłubowe turbiny kondensacyjne buduje *Škoda* obecnie tylko przy bardzo wysokich ciśnieniach i temperaturach pary dolotowej. W roku ubiegłym została uruchomiona bez wszelkich trudności turbina tego rodzaju w centrali w Třebovicach (rys. 17) [2]). Moc najekonomiczniejsza silnika wynosi

[1]) Patrz *Chrzanowski* — „Technika Cieplna", r. 1928, str. 150.

[2]) Rysunek według „*Engineering*" z dn. 30.XI.1934.



Rys. 17

15.000 kW, moc największa — 21.000 kW, para dolotowa o ciśnieniu 125 *atn* i 480°C. Kadłub wysokoprężny, wykonany ze staliwa molybdenowego, jest podzielony w osi poziomej. Celem zmniejszenia liczby połączeń rurowych, skrzynki zaworów regulacyjnych tworzą jedną

całość z górną częścią kadłuba. Stopień regulacyjny wykonano jako dwutarczowe koło Curtisa. Podział na dwie tarcze, osadzone na wale, zastosowano ze względu na dużą różnicę momentu obrotu tych dwóch wieńców. Reszta kół akcyjnych cylindra wysokoprężnego jest wytoczona z wału sztywnego. Zastosowana regulacja ilościowo-jakościowa odpowiada normalnej regulacji firmy Škoda [1]). Serwomotor, stojący pod wpływem regulatora odśrodkowego, nastawia zawór główny i działa równocześnie na wałek, na którym znajdują się krzywki, uruchamiające suwaki serwomotorów kilku (przeważnie trzech) mniejszych, kolejno otwierających się zaworów regulacyjnych. Przyleganie krążka do krzywki uskutecznia sprężyna, umieszczona nad suwakiem sterującym (widoczna na rys. 17). Celem zmniejszenia wilgotności pary w części niskoprężnej zastosowano przegrzewanie pary pomiędzy cylindrem wysoko- i niskoprężnym parą o stanie pary dolotowej. Budowa cylindra średnio i niskoprężnego jest typu akcyjnego z tarczami wirnikowemi, oddzielnie nasadzonemi na wał. Wirnik każdego cylindra posiada osobne łoże stopowe; — jestto konstrukcja kosztowna, lecz solidna, bo umożliwia dokładne nastawienie szczelin osiowych pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi. Kompensatory, zastosowane w dwóch rurach przepływowych z cylindra średnio- do niskoprężnego, są widoczne na rysunku. Ostatni stopień ciśnienia w cylindrze niskoprężnym jest podzielony na dwie części o przeciwkierunkowym przepływie pary. Nie jestem zwolennikiem konstrukcji podobnego rodzaju, bo budowa kadłuba jest wówczas bardzo zawiłą, a drugostronnie nie jest wiadome, czy korzyści, uzyskane przez możność stosowania w ostatnim stopniu ciśnienia mniejszych kątów łopatkowych i przez zmniejszenie straty wylotowej, nie zostaną pochłonięte przez niekorzystny przepływ pary do drugiej części ostatniego stopnia. Para ta jest bowiem chłodzona parą wylotową.

d. c. n.

SPROSTOWANIE.

W części artykułu powyższego, która ukazała się w zeszycie 5-tym *Techniki Cieplnej*, na str. 85 w wierszu 6-tym od góry po słowie „reakcyjna" należy dopisać słowa: „lub akcyjna".

B. JASIONOWSKI, Inż.

UWAGI O BUDOWIE KOTŁÓW PAROSTATKOWYCH TYPU THOMAS-LAURENS.

Trzy podstawowe czynniki stanowią o trwałości budowy kotła i zapewniają mu dłuższe lub krótsze lata pracy.

Jeżeli dwa z tych czynników: gatunek użytego do budowy materjału i wykonanie roboty nie pozostawiają nic do życzenia, to decydującą wówczas rolę odgrywa trzeci czynnik, jakim jest konstrukcja.

Kształt poszczególnych części kotła, połączenia tych części, wzmocnienia ich i wykroje nie mogą być rzeczą obojętną, gdy chodzi o trwałości w pracy. Powstawanie bowiem, rozwój i częstotliwość uszkodzeń w kotłach w dużej mierze, a w wielu wypadkach przeważnie nawet, jak o tem świadczą liczne przykłady, zależą od konstrukcyjnych błędów, wad i usterek, jakie zrodziły się już podczas samego zaprojektowania kotła.

Konstrukcyjnemi błędami były i są obarczone w mniejszym lub większym stopniu wszystkie kotły statkowe przedwojennej budowy. Z takiemi jednak, że tak powiem, pierworodnemi grzechami nie powinny przychodzić na świat nowe kotły w dobie obecnej. Niestety, zbudowane dla naszej żeglugi rzecznej w ciągu ostatnich kilku lat kotły bynajmniej nie są pozbawione tych ujemnych cech, jakie charakteryzowały kotły dawniej budowane.

Ponieważ wytwórnie nasze, nawet poważne i mające duże doświadczenie w budowie kotłów lądowych, dotychczas nie miały, jak widać, możności specjalizowania się w konstrukcjach kotłów statkowych, a klijentela, zamawiająca kotły, przeważnie nie orjentuje się, jakie ma stawiać dostawcom wymagania— podjąłem się pracy o kotłach parostatkowych, popularnej w traktowaniu i układzie swoim, a opartej na długoletniem doświadczeniu w tem przekonaniu, że jest ona na czasie, tem więcej, że w naszej literaturze technicznej, poświęconej sprawom kotłów parowych, nigdy, o ile mi wiadomo, nie udzielano dotąd uwagi wyłącznie kotłom statkowym.

Kotłem najwięcej rozpowszechnionym na statkach przeznaczonych do pływania na wodach wewnętrznych jest kocioł typu „Thomas-Laurens".

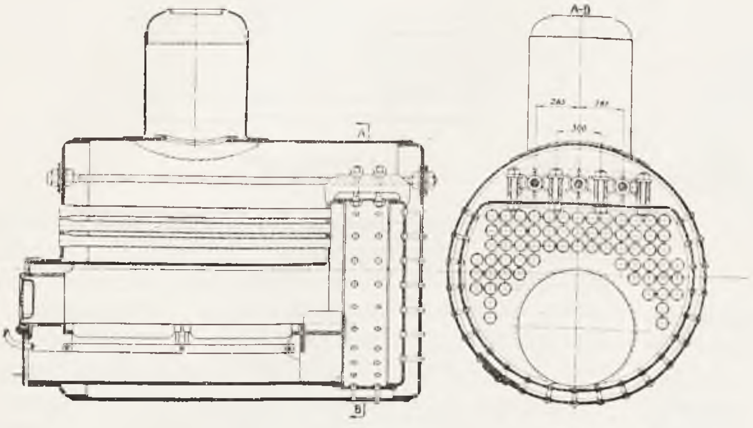
Wśród tego typu kotłów spotykamy budowę:

1) O jednej płomienicy i jednej komorze ogniowej (rys. 1) przy powierzchni ogrze-

[1]) Patrz *Chrzanowski* — „Technika Cieplna", r. 1928, str. 151 i 152.

walnej do 60 m² i średnicy walczaka od 1600 do 2700 mm.

2) O dwóch płomienicach i jednej wspólnej dla nich komorze ogniowej (rys. 2) lub dwiema oddzielnemi komorami (rys. 3) przy powierzchni ogrzewanej 60—130 m² i średnicy walczaka od 2400 mm. do 4000 mm.



Rys. 1

3) O trzech płomienicach, z których najczęściej każda ma swoją osobną komorę (rys. 4), lub co nader rzadko się zdarza, o jednej wspólnej dla wszystkich trzech płomienic komorze ogniowej przy powierzchni ogrzewalnej 130 — 200 m² i średnicy walczaka 3300 — 4900 mm.

Wreszcie 4) o czterech płomienicach (rys. 5), z których dwie środkowe zazwyczaj mają wspólną komorę, każda zaś z bocznych płomienic ma swoją osobną komorę. Rzadziej budowane są takie kotły o 2-ch komorach, a jeszcze rzadziej o 4-ch, lub tylko jednej wspólnej komorze. Powierzchnia ogrzewalna tych kotłów wynosi powyżej 200 m².

Wszystkie wyżej wymienione kotły, jako mające paleniska tylko z jednej strony, należą, do tak zwanych „jednostronnych".

Kotły zaś „obustronne" — z paleniskami z jednej i drugiej strony kotła — budowane są również albo z komorami osobnemi dla każdej strony palenisk (rys. 6), albo też komorami wspólnemi (rys. 7).

Na naszych rzekach, których długości i głębokości są stosunkowo niewielkie, parostatki są zaopatrywane tylko w kotły jedno lub dwupłomienicowe i przeważnie jednostronne.

O tych tylko kotłach będzie mowa dalej, jakkolwiek trzeba zaznaczyć, że wszystko co o nich będzie mówione, dotyczy również i kotłów o trzech i czterech płomienicach, jednostronnych i obustronnych.

Niezależnie od tego o ilu płomienicach i komorach zbudowany jest kocioł statkowy, zawsze ujawniają się w nim, jak i we wszystkich zresztą kotłach parowych, uszkodzenia w pewnych, z góry określonych, tak zwanych „słabych" miejscach; przedewszystkiem zaś uszkodzenia powstają w miejscach bezpośrednio podlegających działaniu ognia. W innych częściach, bezpośrednio nieogrzewanych, uszkodzenia są zjawiskiem znacznie rzadszem.

W kotle typu „Thomas-Laurens" spalanie opału, jak wiadomo, odbywa się w płomienicy. Spaliny trafiają stąd do komory ogniowej i poprzez płomieniówki wracają ku przedniej części kotła do dymnicy, skąd kominem ulatują w powietrze.

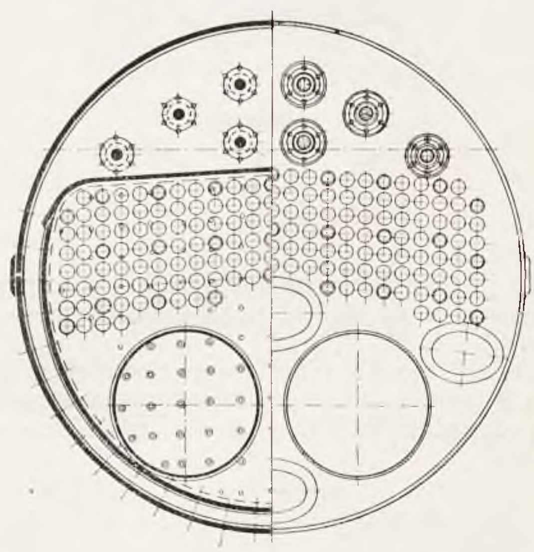
To też płomienica i komora ogniowa, jako najsilniej rozgrzewane i najczęściej podlegające bardzo szkodliwym wpływom raptownych zmian temperatury—najbardziej narażone są na uszkodzenia.

Od tych też części rozpoczniemy przegląd kotła.

I. Płomienica, jej kształt i wysokość położenia.

Jedną z najważniejszych części kotła, jeżeli nie najważniejszą, jest płomienica.

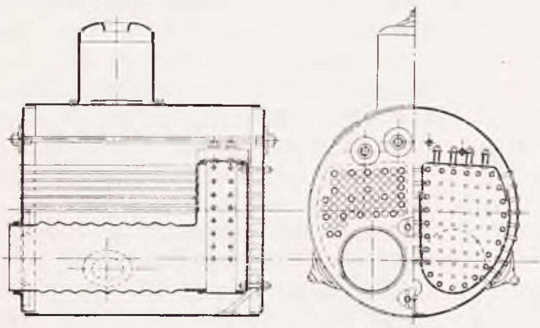
Jako palenisko, stanowi ona najwięcej czynną powierzchnię ogrzewalną kotła i najczęściej też, jak już było mówione przedtem, podlega uszkodzeniom, reparacja których jest długotrwała i kosztowna.



Rys. 2

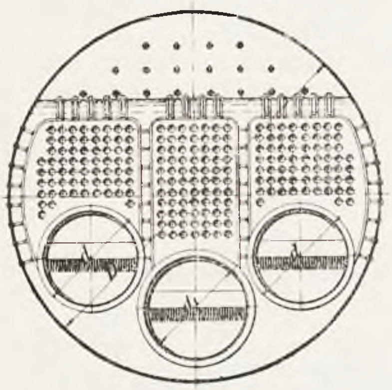
Jest rzeczą jasną, że gładkie płomienice z podłużnym szwem nitowym najłatwiej ulegają uszkodzeniom, zwłaszcza spłaszczeniom. Dla usztywnienia ich i nadania im przez to większej trwałości wprowadzono budowę z oddzielnych, lecz razem połączonych dzwon, pomiędzy których wywinięte kołnierze wstawiano tak zwane pierścienie Adamsona (rys. 8). Taki sposób spowodował skuteczniejsze przeciwstawienie się spłaszczeniu płomienicy, lecz nie zapobiegł skutkom zmiennego jej wydłu-

żania się i kurczenia wskutek rozgrzewania i stygnięcia. Skutki zaś tych wahań występują w postaci naderwania blach na wyobleniach kołnierzy dzwon i, oczywiście, tem prędzej i częściej, im mniejszy jest promień wyoblenia. Wspomnę, że promień 20 *mm* nie należy wcale do rzadkości!



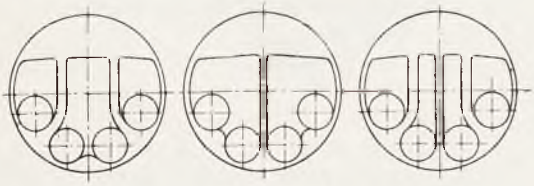
Rys. 3

W kotłach jednopłomienicowych częstokroć daje się widzieć płomienicę, której górna część jest spłaszczona od przodu, począwszy od samej krawędzi aż poza przednią dennicę (rys. 9).



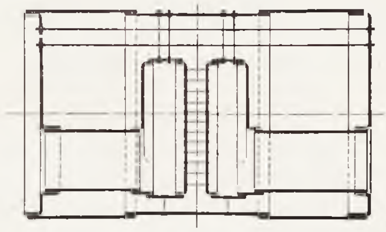
Rys. 4

Taki kształt płomienicy powstał w tym celu, aby mieć możność umieszczenia w przedniej dennicy większej ilości płomieniówek i stworzyć miejsce dla zrobienia otworu wyczystkowego, który umożliwiałby strącanie osadów z górnej powierzchni płomienicy i leżących ponad nią płomieniówek.

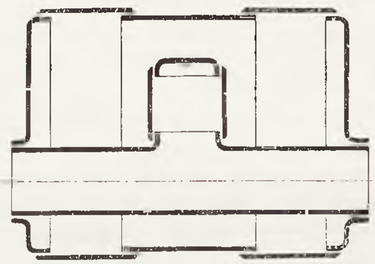


Rys. 5

Trzeba powiedzieć, że pomysł okazał się w praktyce chybionym. Na spłaszczonej powierzchni płomienicy łatwiej zatrzymuje się osad. Odkucie jego jest tem trudniejsze, że zalega on w wąskiej przestrzeni między wygięciem kołnierza przedniej dennicy i wygięciem płomienicy. Mały zaś otwór wyczystkowy nie pozwala na swobodniejszy ruch ręki i oskarda, więc nagromadzona warstwa osadu pozostaje albo wcale nieodkuta, albo bardzo mało. Ponieważ temperatura w przedniej części płomienicy jest zupełnie wystarczającą, aby w tem miejscu, niechłodzonem dostatecznie wodą, nastąpiło przegrzanie blachy — przeto tworzenie się wypuklin i pękanie blachy w tem miejscu wzdłuż podłużnej osi płomienicy jest zjawiskiem powszechnem.

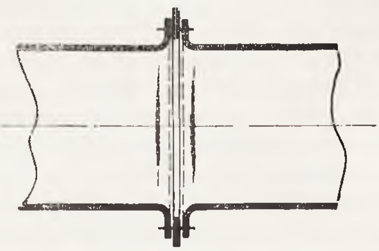


Rys. 6



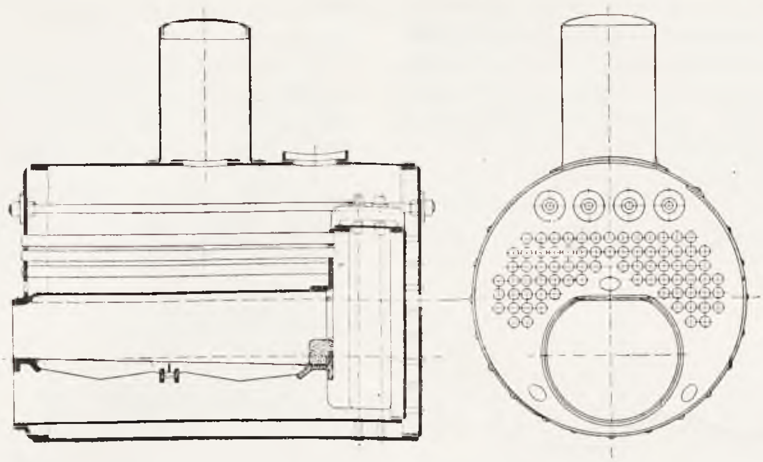
Rys. 7

Gromadzenie się osadu i trudność usuwania go nie są bynajmniej jedyną przyczyną powstawania w tem miejscu uszkodzeń. Nie małą rolę odgrywa tutaj obróbka płomienicy, zwykle ręcznym sposobem, doprowadzająca do przemęczenia materjału i powodująca jego mniejszą odporność, jak również niezwykły kształt płomienicy o różnych poprzecznych przekrojach, powodujący niejednakowe rozszerzanie blachy przy nagrzewaniu.



Rys. 8

Zachowanie więc kształtu kołowego dla płomienicy w przekroju na całej jej długości jest rzeczą niezbędną.



Rys. 9

Od czasu wprowadzenia przez Fox'a i jego naśladowców płomienic falistych uszkodzenia stały się zjąwiskiem o wiele rzadszem i nikogo już dziś nie trzeba przekonywać, że falistość płomienic zapewnia im dużą elastyczność i skuteczniejsze przeciwstawianie się odkształceniom, przeto i większą trwałość.

Przechodząc w końcu do sprawy wysokości położenia w kotle płomienicy, trzeba powiedzieć, że wytwórnie kotłowe, zbytnio obniżając jej poziom i starając się przeto uzyskać możliwie więcej wolnej przestrzeni w sitowych ścianach dla pomieszczenia płomieniówek i uzyskania większej pow. ogrzewalnej kotła, stwarzają jednocześnie sprzyjające warunki dla uszkodzeń płomienicy i spodu komory ogniowej. Wiadomo bowiem, że nasze rzeki, zwłaszcza Wisła, ta główna arterja wodna, są w wysokim stopniu zamulone. Warstwa namułu w dość krótkim czasie dochodzi do wysokości dolnej części płomienicy i spodu komory, woda przestaje je należycie chłodzić, a wówczas następuje przepalanie blach.

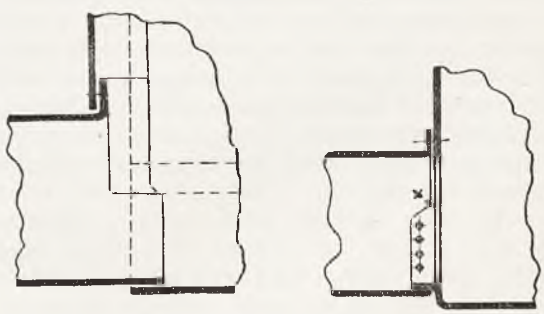
Opierając się na doświadczeniach, mniemam, że odległość płomienicy od spodu płaszcza kotła nie powinna być mniejszą jak 125 mm.

II. Połączenie płomienicy z tylną ścianą sitową.

W tem miejscu, u szczytu płomienicy, temperatura spalin jest bodaj najwyższa, umieszczenie zaś przewału w bezpośredniem sąsiedztwie z komorą ogniową sprowadza taki skutek, że ostry płomień uderza, że tak powiem, wprost w to połączenie. Dlatego też przy połączeniach nitowych przepalanie blach i nadpękanie ich wystających krawędzi w górnem półkolu płomienicy są na porządku dziennym. Początkowe nadpękania przechodzą z biegiem czasu głębiej, przez całą grubość blachy i nietylko od krawędzi do otworów nitowych, lecz bardzo często poza te otwory, i to nieraz na znacznej długości.

Zdawałoby się, że dla unieszkodliwienia działania płomienia na to nitowe połączenie dość jest cofnąć przewał ku przodowi. Pociągnęłoby to jednak za sobą zmniejszenie powierzchni rusztów, a w kotłach statkowych, jak wiadomo z konieczności pozbawionych wysokich kominów i dobrego ciągu, spalanie opału musi się odbywać na większej powierzchni rusztów.

Aż nazbyt często powtarzające się w tem miejscu uszkodzenia kotłów, związane z tem naprawy i przestoje parostatków zmuszały do wprowadzania coraz to innych, pewniejszych co do trwałości konstrukcji połączeń nitowych.



Rys. 10 i 11

Rozpatrzmy najbardziej charakterystyczne z nich:

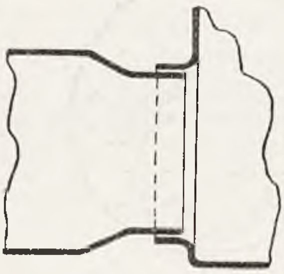
A) W użyciu najwięcej rozpowszechnionem jest połączenie, jakie wskazuje rys. 10.

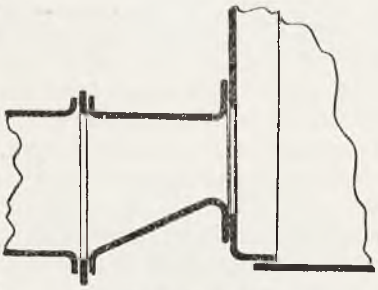
Krawędź wykroju w tylnej sitowej ścianie znajduje się po stronie wody. Wygięty kołnierz płomienicy jest dopasowany górną częścią do sitowej ściany, a pozostałą częścią do ścian komory ogniowej i pozostaje po stronie ogniowej. Płomień więc niejako mija wystającą krawędź kołnierza płomienicy i nie przynosi jej szkody w postaci nadpękań blachy.

Konstrukcja, jak widzimy, nieskomplikowana

W kotłach jednopłomiennicowych słabą jej stroną jest trudność doszczelnienia kra-

wędzi kołnierza płomienicy z powodu bliskiej odległości płomieniówek, i absolutna niemożliwość doszczelnienia krawędzi wykroju sitowej ściany ze względu na bliskość płomienicy. Stąd też zwykle pochodzi nieszczelność takiego połączenia.





Rys. 12 i 13

W kotłach dwu i więcej płomienicowych, które pozwalają na umieszczenie płomieniówek nieco wyżej nad płomienicami z zachowaniem mimo to wymaganej powierzchni ogrzewalnej, zjawia się przynajmniej możliwość jednostronnego doszczelniania krawędzi kołnierzy płomienic. Ten zatem rodzaj połączenia powinien mieć zastosowanie tylko przy kotłach większych.

B) Inny rodzaj połączenia przedstawia rys. 11. Polega on natem, że górna połowa końca płomienicy jest odgięta w kołnierz, pozostała zaś dolna część zostaje odcięta. Do tak obciętej płomienicy dopasowywa się i przynitowuje odpowiednio wygiętą dolną część blachy ściany sitowej, a do górnej części tej ostatniej odgięty kołnierz płomienicy.

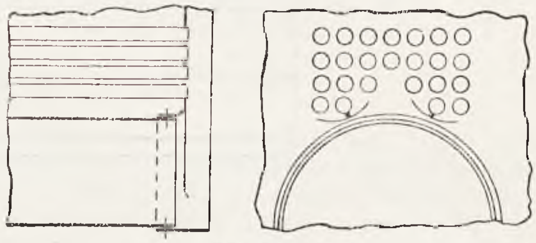
Tą drogą osiągnięto wprawdzie możność obustronnego doszczelniania krawędzi blach, lecz tylko u góry. W dolnem bowiem półkolu mamy dostęp tylko do wygiętej krawędzi blachy ściany sitowej.

Przy takiem połączeniu liczyć się zawsze trzeba z nieuniknionem pękaniem wystawionej na bardzo szkodliwe działanie płomienia krawędzi ściany sitowej w górnem półkolu oraz z pękaniem blachy w kącie jej wygięcia, jak to miejsce na rysunku oznaczono krzyżykiem.

C) Następne rysunki 12 i 13 uwidoczniają połączenie płomienic celowo zniekształconych dla łatwiejszego przeprowadzenia ich reperacji.

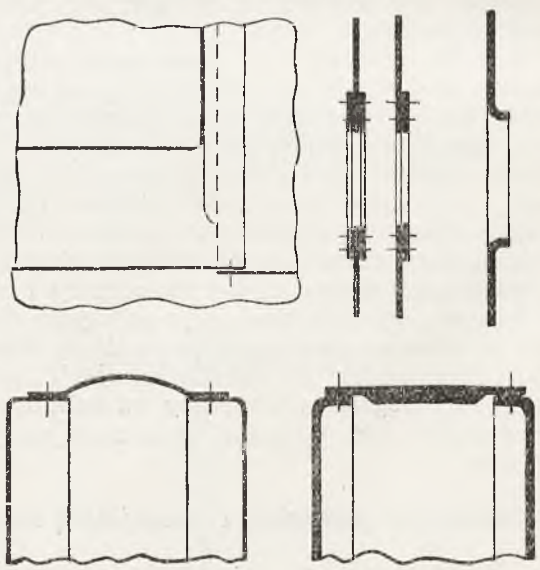
W obu wypadkach jest wprawdzie możność obustronnego doszczelniania krawędzi blach, lecz nie uniknięto szkodliwego działania ognia na szwy nitowe.

Prócz tego, samo zniekształcenie płomienic o różnych poprzecznych przekrojach sprowadza nieuniknione uszkodzenia ich. Zwłaszcza przemęczona długotrwałą obróbką i kilkakrotnem nagrzewaniem płomienica, wskazana na rys. 13, po bardzo niedługim czasie swej pracy wykazuje na ostrozagiętym kołnierzu powstawanie naderwań, które też wkrótce przechodzą blachę nawylot.



Rys. 14 i 15

D) Dosyć często napotykanem połączeniem, podobnem zresztą do omawianego już poprzednio, jest rodzaj, wskazany na rys. 14—15, który polega na zaciąganiu końca płomienicy w otwór wygiętego kołnierza sitowej ściany.



Rys. 16—20

Ponieważ zdwojoną grubość materjału blach pokrywa tu jeszcze warstwa gromadzącego się osadu, przeto i w tym wypadku następuje przegrzewanie materjału, pękanie krawędzi płomienicy i przeciekanie.

Próby czynione dla ochrony tego połączenia pierścieniem z gliny ogniotrwałej nie doprowadziły do skutecznych wyników, rzecz prosta, wskutek kruchości takiej ochrony.

E) Najbardziej trwałem w użyciu okazało się połączenie zapomocą spawania płomienicy ze ścianą sitową rys. 16.

Niema tu zbytniego skupienia materjału, wystających krawędzi blach i łbów nitów, słowem, niema tu tych wszystkich warunków, jakie przy działaniu ognia powodują uszkodzenia blach.

Jakkolwiek przeciwko spawaniu odzywają się jeszcze i teraz dosyć liczne głosy w obawie, że ten sposób połączenia nie daje dostatecznej pewności co do spojenia blach na całej powierzchni ich styku, to jednak praktyczne wyniki wskazują, że szew nitowy nietylko nie daje większej pewności, lecz, przeciwnie, wcale nie zabezpiecza trwałości połączenia.

Do tak stanowczego wypowiadania się na rzecz spawania płomienicy z tylną ścianą sitową, upoważniają mnie dotychczasowe wyniki praktyczne.

d. c. n.

Z PRASY CODZIENNEJ.

Gazeta Polska z dn. 28 kwietnia b. r. przynosi następującą informację:

Przyrządy „Pyram" na lokomotywach.

Ministerstwo Komunikacji zawarło umowę ze sp. akc. „Pyram" w Paryżu na dostawę 3300 przyrządów, pozwalających na lepsze spalanie węgla na parowozach. Przyrządy te, wprowadzone na niektórych kolejach europejskich, dają dobre wyniki i usuwają prawie całkowicie dymienie i iskrzenie parowozów.

Umowa przewiduje, że większa część zamówienia będzie wykonana w Polsce z materjałów krajowych. Dostawę otrzymały fabryki: H. Cegielski, Rohn i Zieliński, Królewska Huta i Norblin. Część dostawy jest już wykonana i montaż przyrządów odbywa się w warsztatach dyrekcji warszawskiej, poznańskiej, radomskiej i toruńskiej.

Tow. „Pyram" gwarantuje przynajmniej 4 proc. oszczędności na węglu.

Powtarzające się od dłuższego czasu w prasie codziennej lakoniczne notatki o zadecydowanem zainstalowaniu na parowozach P. K. P. zupełnie nieznanych szerszej opinji technicznej aparatów dymochłonno-oszczędnościowych, wobec braku jakichkolwiek informacyj zarówno o konstrukcji jak i o zasadach działania, budzą zupełnie usprawiedliwione obawy i wątpliwości.

W szczególności bardzo interesującym byłby opis metody, któraby w warunkach pracy parowozów pozwoliła na bezsporne ustalenie 4 procentowej oszczędności paliwa. Wiadomo bowiem od ilu zmiennych czynników pracy parowozów zużycie paliwa zależy. Nawet w kotłach stałych zużycie to nie da się ustalić inaczej jak w granicach tolerancji przekraczającej owe 4% (por. Normy Polskie PN — U—104).

Wolno nam wobec tego wyrazić nadzieję, że Min. Komunikacji zechce rozsiać te obawy i wątpliwości przez umożliwienie prasie technicznej rzeczowego oświetlenia tej sprawy i ustalenia istotnych pobudek powziętej decyzji, która wobec poważnych wyników, osiągniętych przez P. K. P. na odcinku zaoszczędzenia paliwa w drodze racjonalnego premjowania osiągniętych przez drużyny parowozowe oszczędności, bez uciekania się do poważnych nakładów, związanych z masową instalacją specjalnych aparatów, nastręcza cały szereg poważnych zastrzeżeń.

SKRZYNKA POCZTOWA.

Zestawianie bilansów cieplnych kotła na podstawie ogólnego rozchodu paliwa i wody.

Kierownictwo każdej instalacji kotłowej dąży do tego, aby instalacja powierzona jego technicznej pieczy pracowała najekonomiczniej, t. j. aby koszty wyprodukowania 1 t pary sprowadzić do minimum. Kontrolę pracy kotłów najłatwiej jest przeprowadzać na podstawie porównania opartych na danych ruchu bilansów cieplnych, z których można wyciągnąć wnioski dotyczące pracy kotłów. W praktyce zestawienie ilości wyzyskanego ciepła i strat cieplnych dla całej kotłowni nie napotyka na trudności, gdyż zwykle mierzony jest ogólny rozchód paliwa oraz ilość wody zasilającej. Jeżeli kotłownia składa się z kilku kotłów, to z ogólnego bilansu całej kotłowni trudno jest wnioskować, który z kotłów pracuje nieekonomicznie i jakie straty powinny być zmniejszone. Dlatego prócz rozchodu paliwa i wody całej instalacji, konieczne jest ustalić obciążenie każdego kotła oddzielnie, co umożliwia zestawianie bilansów cieplnych poszczególnych kotłów.

Prawidłowa eksploatacja instalacji kotłowej wymaga, aby wszystkie kotły pracowały możliwie z takiemi obciążeniami przy których sprawność kotła jest optimalna. W praktyce bardzo często obciążenie kotłowni nie pozwala na tego rodzaju ruch kotłów, jednak z porównania bilansów cieplnych można nieraz ustalić, że liczba kotłów pracujących z różnemi obciążeniami

jest niepotrzebnie za duża i można zrealizować poważne oszczędności, przechodząc na ruch mniejszej ilości kotłów pracujących z większemi obciążeniami.

Większość kotłowni nie posiada dosyć kosztownych przyrządów do pomiaru obciążeń poszczególnych kotłów, a prowadzony po omacku ruch instalacji nie pozwala na usunięcie bardzo poważnych nieraz strat cieplnych, które w rocznem zestawieniu kosztów produkcji zakładu, mogą stanowić poważną pozycję.

Poniżej podane metody przybliżonych przeliczeń pozwalają określić obciążenie poszczególnych kotłów z ogólnego rozchodu paliwa i wody oraz z temperatury i analizy spalin. Bez dodatkowych więc urządzeń pomiarowych (prócz analizatora spalin) można zestawić drogą rachunku, bilanse cieplne każdego kotła oddzielnie.

Sposób rachunkowego zestawienia bilansów najlepiej wyjaśni podane niżej przeliczenie pewnej kotłowni złożonej z trzech kotłów wodnorurkowych syst. Steinmüllera o powierzchni ogrzewalnej po 171,1 m^2 każdy, o ciśnieniu roboczem 16 *ata* i temperaturze pary przegrzanej 350°C, opalanych torfem [1]).

Analiza elementarna torfu była następująca: C — 36,31 %; H — 3,54 %; $O_2 + N$ — 18,86 %; S — 0,17 %; wody (W) — 36,42 %; popiołu — 4,7 %. Wartość opałowa dolna $Wu = 3114$ *Kal/kg*.

Średnie dane dla trzech pracujących kotłów z jednej zmiany, wynosiły:

Spalono paliwa	B =	3190 *kg/gogz*
Odparowano wody ogółem . .	D =	10114 *kg/godz*
Odparowalność z 1 m^2 pow. ogrz.	d =	19,82 *kg/m²* i *godz*
Temp. wody zasilającej za podgrzewaczem	t_w =	107°C
Temp. pary przegrzanej . .	t_p =	326°C
Ciśnienie pary	p =	15 *ata*
Zawartość ciepła w 1 *kg* pary przegrzanej	i_l =	740 *Kal/kg*
Temp. powietrza w kotłowni	t_k =	21°C

Średnia temperatura i analiza gazów spalinowych za poszczególnemi kotłami oraz w zbiorczym kanale przed podgrzewaczem wody, wspólnym dla wszystkich kotłów, wynosiły:

Kocioł	1	2	3	w kanale zbiorczym
CO_2	13,4 %	11,71 %	13,95 %	12,99 %
$CO_2 + O_2$	19,82 %	19,71 %	19,33 %	19,63 %
CO [2])	0,117 %	0,476 %	0,759 %	0,438 %
Temperatura spalin	321°C	340°C	259°C	308°C

[1]) *Wiestnik inżynierow i technikow* Nr. 1 r. 1935.

[2]) Ilość CO w spalinach określono z wzoru:

$$CO = \frac{1}{0,605 + \beta} \cdot [21 - \beta \cdot CO_2 - (CO_2 + O_2)];$$

gdzie:

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{H - \frac{O_2}{8}}{C + \frac{3}{8} \cdot S}.$$

Średni bilans cieplny zestawiony dla wszystkich trzech kotłów wypada jak następuje:

Wartość opałowa dolna 1 *kg* paliwa	3114 *Kal/kg*	100%
Strata gazów wylotowych [1]) . . .	555 „	17,82 „
Strata niezupełnego spalania [2]) . .	66 „	2,12 „
Strata popielnikowa	9,4 „	0,31 „
Strata promieniowa i reszta . . .	477 „	15,31 „
Ciepło wyzysk. w kotle i przegrz.	2006,6 „	64,44 „

Podgrzewacz wody w danej kotłowni był wspólny dla wszystkich kotłów i dlatego nie brany jest pod uwagę w przeliczeniach cieplnych.

Obliczone z analizy spalin straty cieplne niezupełnego spalania oraz straty gazów wylotowych dla poszczególnych kotłów wynoszą:

Kocioł	1	2	3	w kanale zbiorcz.
Straty niezupełnego spalania	0,57%	2,58%	3,4 %	2,12%
Straty gazów wylotowych	18,55%	21,6 %	13,65%	17,82%

Postawione wyżej zadanie wyznaczenia obciążeń poszczególnych kotłów, a co zatem idzie zestawienie bilansów cieplnych, można rozwiązać dwoma sposobami.

1-y sposób.

Oznaczając przez B *kg/godz* ogólny rozchód paliwa dla trzech kotłów, rozchody paliwa poszczególnych kotłów odpowiednio przez $x \cdot B$; $y \cdot B$ i $z \cdot B$ *kg/godz*, dolną wartość opałową paliwa przez Wu *Kal/kg* oraz uwzględniając straty gazów wylotowych i niezupełnego spalania można zestawić trzy następujące równania:

$$\frac{0,57 \cdot x \cdot B \cdot Wu}{100} + \frac{2,58 \cdot y \cdot B \cdot Wu}{100} + \frac{3,4 \cdot z \cdot B \cdot Wu}{100} = \frac{2,12 \cdot B \cdot Wu}{100} \quad \ldots \ldots (1)$$

$$\frac{18,55 \cdot x \cdot B \cdot Wu}{100} + \frac{21,6 \cdot y \cdot B \cdot Wu}{100} + \frac{13,65 \cdot z \cdot B \cdot Wu}{100} = \frac{17,82 \cdot B \cdot Wu}{100} \quad \ldots \ldots (2)$$

$$x \cdot B + y \cdot B + z \cdot B = B \quad \ldots \ldots (3)$$

albo w postaci:

$$0,57 \cdot x + 2.58 \cdot y + 3,4 \cdot z = 2,12$$
$$18,55 \cdot x + 21,6 \cdot y + 13,65 \cdot z = 17,82$$
$$x + y + z = 1.$$

[1]) Stratę gazów wylotowych obliczono z wzoru:

$$\left[\frac{C}{0,54 \cdot (CO_2 + CO)} \cdot C_s + \frac{9\,H + W}{100} \cdot C_w\right] \cdot (T_s - t_k);$$

gdzie: ciepło właściwe spalin $C_s = 0,314 + 0,00003 \cdot T_s$; ciepło właść. pary wod. $C_w = 0,45 + 0,00005 \cdot T_s$.

[2]) Stratę niezupełnego spalania obliczono z wzoru:

$$56,5 \cdot C \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO}.$$

Równania te są ścisłe w tym wypadku, jeżeli obmurze jest szczelne, t. j., gdy niema zasysania zimnego powietrza. Z równań tych wynika, że znając analizę spalin poszczególnych kotłów, można już procentowo określić rozchód paliwa dla każdego kotła.

Rozwiązując te równania, procentowe rozchody paliwa wynoszą odpowiednio: $x = 36{,}5\,\%$; $y = 30\,\%$ i $z = 33{,}5\,\%$ ogólnego rozchodu paliwa, albo ($B = 3190$ *kg/godz*); $x \cdot B = 1164$ *kg/godz*; $y \cdot B = 957$ *kg/godz*; $z \cdot B = 1069$ *kg/godz*.

Aby z rozchodu paliwa przejść do wyznaczenia obciążeń dla każdego kotła, należy najpierw wyznaczyć sprawność każdego kotła. Straty niezupełnego spalania i straty gazów wylotowych poszczególnych kotłów są uż wyznaczone z analizy spalin. Straty popielnikowe, które są stosunkowo nieznaczne, można przyjąć jednakowe dla wszystkich kotłów. Straty promieniowania i reszta strat mogą być w przybliżeniu określone w następujący sposób. Ponieważ kotły są jednakowe, można przyjąć, że ilość ciepła stracona przez promieniowanie plus reszta strat jest jednakowa (co oczywiście nie jest ściste). Oznaczając te straty przez *A Kal/godz* i uwzględniając, że straty te dla wszystkich kotłów są równe 15,31%, otrzymujemy równanie:

$$3\,A = 0{,}1531 \cdot Wu\,B = 0{,}1531 \cdot 3114 \cdot 3190;$$

$$A = 507210 \; Kal/godz.$$

Czyli straty promieniowania i reszta dla poszczególnych kotłów będą wynosić procentowo:

$$\text{dla kotła 1:}\ \frac{A \cdot 100}{Wu \cdot x \cdot B} = \frac{507210\ 100}{3114 \cdot 1164} = 14\,\%;$$

$$\text{dla kotła 2:}\ \frac{A \cdot 100}{Wu \cdot y \cdot B} = \frac{507210 \cdot 100}{957 \cdot 3114} = 17\,\%;$$

$$\text{dla kotła 3.}\ \frac{A \cdot 100}{Wu \cdot z \cdot B} = \frac{507210 \cdot 100}{1069 \cdot 3114} = 15{,}25\,\%.$$

Po określeniu wszystkich strat można już zestawić bilanse cieplne poszczególnych kotłów:

Kocioł	1	2	3
Straty gazów wylotowych	18,55%	21,6%	13,75%
Straty niezupełnego spalania	0,57%	2,58%	3,4%
Straty popielnikowe	0,31%	0,31%	0,31%
Straty promieniowania i reszta	14,0%	17,0%	15,25%
Sprawność kotła plus przegrzewacz	66,57%	58,75%	67,39%
Razem . .	100%	100%	100%

Znając sprawność poszczególnych kotłów oraz ilość ciepła jaką pobiera 1 *kg* wody w kotle i w przegrzewaczu (podgrzewacz wody jest ustawiony odzielnie) równą: $q = i_t - t_w = 740 - 107 = 633$ *Kal/kg*, można już określić obciążenia całkowite i jednostkowe powierzchni ogrzewalnej:

$$D_1 = \frac{x \cdot B \cdot Wu \cdot \eta_1}{q} = \frac{1164 \cdot 3114 \cdot 0{,}6657}{633} = 3812\ kg/godz;$$

$$D_2 = \frac{y \cdot B \cdot Wu \cdot \eta_2}{q} = \frac{957 \cdot 3114 \cdot 0{,}5851}{633} = 2755\ kg/godz$$

$$D_3 = \frac{z \cdot B \cdot Wu \cdot \eta_3}{q} = \frac{1069 \cdot 3114 \cdot 0{,}6739}{633} = 3543\ kg/godz$$

$$\frac{D_1}{H_1} = \frac{3812}{171{,}1} = 22{,}2 kg/m^2 \text{ i } godz.$$

$$\frac{D_2}{H_2} = \frac{2755}{171{,}1} = 16{,}1\ kg/m^2 \text{ i } godz.$$

$$\frac{D_3}{H_3} = \frac{3543}{171{,}1} = 20{,}7\ kg/m^2 \text{ i } godz.$$

2-gi sposób.

Sposób ten może służyć do sprawdzenia obliczenia, przeprowadzonego 1-ym sposobem, oraz w tych wypadkach jeżeli z analizy spalin trudno jest określić straty niezupełnego spalania dla poszczególnych kotłów i nie można posługiwać się równaniem (1).

Oznaczając przez v_1, v_2, v_3 *i* v objętości spalin z 1 *kg* paliwa za każdym kotłem i w kanale zbiorczym, można napisać równanie:

$$x \cdot B \cdot v_1 + y \cdot B \cdot v_2 + z \cdot B \cdot v_3 = B \cdot v \quad ; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Równanie to jest słuszne w tym wypadku jeżeli nie ma zasysania powietrza na drodze od kotłów do kanału zbiorczego. Błąd, w wypadku nieznacznej ilości zasysanego powietrza, nie przekracza zwykle 2%. Jeżeli zasysanie powietrza jest znaczne, to można posługiwać się dokładnem równaniem:

$$x \cdot B \cdot (v_1 - \alpha_1 \cdot v_p) + y \cdot B \cdot (v_2 - \alpha_2 \cdot v_p) + z \cdot B\,(v_3 - \alpha_3 \cdot v_p) = B \cdot (v - \alpha \cdot v_p);$$

gdzie: α_1, α_2, α_3, α — nadmiar powietrza za każdym kotłem i w kanale zbiorczym;

v_p — teoretyczna ilość powietrza potrzebna do spalania 1 *kg* paliwa w m^3.

Dla podanego przykładu przyjęto do przeliczenia równanie (4), określając objętość spalin z 1 *kg* paliwa z równania:

$$v = \frac{C}{0{,}54\ (CO_2 + C)} + \frac{0{,}01\,(9H + W)}{0{,}805}\ m^3/kg;$$

Po obliczeniu objętości spalin otrzymujemy równanie (4) w postaci:

$$5{,}82 \cdot x + 6{,}38 \cdot y + 5{,}42 \cdot z = 5{,}85.$$

Rozwiązując to równanie z równaniami (2) i (3) otrzymujemy:

$x = 0{,}369$; $y = 0{,}297$ i $z = 0{,}334$. Jak widać różnica otrzymanych wyników 1-go do 2-go sposobu przeliczenia jest nieznaczna, nie przekracza bowiem 1%. Dokładność obu podanych sposobów przeliczenia jest dla praktycznych celów zupełnie wystarczająca.

Podane sposoby zestawienia bilansów cieplnych można stosować również dla innej liczby kotłów czynnych. Dla dwuch kotłów, wystarczy znać tylko CO_2 i $CO_2 + O_2$ w spalinach za każdym kotłem i w kanale zbiorczym. Są zatem do rozwiązania dwa równania:

$$x \cdot v_1 + y \cdot v_2 = v;$$

$$x + y = 1;$$

Dla czterech kotłów czynnych, pracujących na wspólny komin, trzeba wprowadzić 4-te równanie z temperaturami spalin. Dla większej ilości kotłów, pracujących na wspólny komin, zadanie staje się już więcej skomplikowane.

W ten sposób zestawionym bilansom cieplnym można zarzucić, że nie są one dokładne. Kontroli ruchowej nie zależy jednak na zbytniej dokładności w określeniu poszczególnych pozycyj bilansu, gdyż zasadniczo zadanie jej polega raczej na umiejętności szybkiego wykrywania zmniejszenia ogólnej sprawności instalacji, ustaleniu przyczyn tego niepożądanego zjawiska i doprowadzeniu instalacji z powrotem do takiego stanu, aby stopień wyzyskania ciepła zawartego w paliwie utrzymać na dawnym poziomie. Lepiej jest, z punktu widzenia kontroli, mieć do porównania pozycje zysków i strat obarczonych pewnemi powtarzającemi się błędami, niż błądzić po omacku, wiedząc tylko z rozchodu paliwa i wody, że pozycja strat wzrosła. W takich warunkach doszukując się przyczyn pogorszenia sprawności, łatwo można popełniać błędy.

Nowsze instalacje kotłowe posiadają zwykle zestawione bilanse cieplne podczas odbiorów gwarancyjnych. Bilanse te są ścisłe, uzyskane często w lepszych warunkach pracy kotłów w porównaniu z przeciętnym ruchem instalacji i mogą one służyć do skontrolowania zestawień podanych wyżej. W starszych instalacjach kotłowych brak jest takiego porównania, a zestawione rachunkowo bilanse cieplne mogą być skontrolowane uzupełniającemi pomiarami, których wykonanie nie jest znowu tak uciążliwe, zwłaszcza jeżeli będą one robione z myślą wykazania oszczędności, tak pożądanych przez kierownictwo.

W.